

⑬ 日本国特許庁 (JP)

⑪ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報 (A)

昭56-9691

⑤ Int. Cl.³
F 04 C 18/00

識別記号

庁内整理番号
7331-3H

④ 公開 昭和56年(1981)1月31日

発明の数 1
審査請求 未請求

(全 8 頁)

⑭ 回転式流体機械

群馬県邑楽郡大泉町大字坂田18
0番地東京三洋電機株式会社内

① 特 願 昭54-85636

① 出 願 人 三洋電機株式会社

② 出 願 昭54(1979)7月5日

守口市京阪本通2丁目18番地

⑦ 発 明 者 西場徳二

① 出 願 人 東京三洋電機株式会社

群馬県邑楽郡大泉町大字坂田18
0番地東京三洋電機株式会社内

群馬県邑楽郡大泉町大字坂田18
0番地

⑦ 発 明 者 寺田房夫

明 細 書

1. 発明の名称

回転式流体機械

2. 特許請求の範囲

(1) ポートを有する球状の中空シリンダと、該シリンダ壁に回転自在に枢支され且つこのシリンダの球心点を延長線が通る回転軸と、該軸と共に回転される2枚の回転ブレードと、該両ブレード間に位置し且つこれらブレードの弦に揺動自在に枢支される円状の仕切ブレードとを備えてこの仕切ブレードにて前記シリンダを二室に区画し更にこの二室をこの仕切ブレードと接離運動する前記回転ブレードにて区画すると共にこれら仕切ブレードと回転ブレードとに於いて一方のブレードは球面切削部を両面对称に形成した球分形状とし、他方のブレードにはこの切削部に夫々交互に嵌合される突起部を形成し、且つこれらブレードの外周面に前記シリンダの内壁とシールを行なう凹凸部を形成したことを特徴とする回転式流体機械。

(2) 各ブレードの外周面にリングを固着して凹

凸部を形成した特許請求の範囲第1項記載の回転式流体機械。

(3) 仕切ブレードに固着するリングをこのブレードよりも熱膨張率の高い材質で形成した特許請求の範囲第2項記載の回転式流体機械。

(4) 中空シリンダの外周面に放熱フィンを形成した特許請求の範囲第1項記載の回転式流体機械。

(5) 中空シリンダに冷却水用通路を形成した特許請求の範囲第1項記載の回転式流体機械。

8. 発明の詳細な説明

本発明はオープンサイクル式逆プレートンサイクル型冷凍機に適用される回転式流体機械に関するもので、球面運動機構を基本とした圧縮、膨張用の回転式流体機械を提供することにある。

更に詳述すれば、球状の中空シリンダを二室（圧縮室と膨張室）に区画する仕切ブレードと、該ブレードと接離運動しこの二室を更に区画する回転ブレード、及びこれら両ブレードを同時に揺動、回転させる回転軸等の構成部品を、シリンダの球心点を中心とした球面運動機構とすることに

より振動、騒音を皆無とすると共にこれらブレードの外周面に凹凸部を形成してシリンダの内壁とラビリンスシールさせることにより区画された各室間の空気漏れを防止しサイクル効率を向上させるようにしたコンパクトな一体型回転式流体機械を提供することにある。

以下本発明の一実施例を圧縮、膨張用の回転式流体機械につき第1図乃至第5図に基づいて詳述する。

第1図は本発明回転式流体機械の原理構造を示す内部透視図で、11は球状の中空シリンダ、1213はこの球心点(0)と延長線1213が交わる回転軸、1415は球分形状を有し、且つ2球分の中心軸に前記回転軸1213を一体もしくは別体に備えた回転ブレード、16はこのブレード1415間に位置し、且つ球分弦(α)(α)と(α)(α)とに揺動自在に枢支される円状の仕切ブレードで、延長線12と13は角度(α)、(但し(α)は一定)、延長線12と球分弦(α)(α)は角度(φ)(但し(φ)は可変)夫々振られており、且つ延長線12と球分弦(α)(α)、並びに延長線13と球分弦(α)(α)は夫々

直交している。

(7a)(7b)(8a)(8b)は延長線1213に沿って両回転ブレード1415の両面に球面1910から球心点(0)に向かう任意の距離まで切欠形成された例えば楔状の同一形状を有する切割部、11a)(11b)(12a)(12b)は球分弦(α)(α)と(α)(α)に沿って仕切ブレード16の両面に(α)(α)(α)(α)点から球心点(0)に向かう任意の距離まで突出形成された例えば楔状の同一形状を有する突起部で、該部が前記切割部(7a)(7b)(8a)(8b)と交互に嵌合されるよう、この両部は同一の凹凸形状となつている。

斯かる原理構造を有する回転式流体機械を構造実施例として断面図で示したものが第2図で、シリンダ11は回転ブレード1415と仕切ブレード16とを組み込む為に2分割され、ボルト1313締められるようになっており、1415は回転軸1213をシリンダ11壁に回転自在に枢支する為の軸受枢支部、19は別部材の回転軸12と回転ブレード14(回転軸13)と回転ブレード15も同様)を収付固定する為のボルト、1717は回転ブレード14の球分弦(α)(α)に仕切

ブレード16を揺動自在に枢支する為のボルト付軸受、18はアルミ製シリンダ11を冷却する為にこの外表面に一体に形成した放熱フィン、19は同じくシリンダ11を強制冷却する為にこの内部に裏線矢印の如く一方の回転軸12側から他方の回転軸13側へ冷却水を通す冷却水路である。

又、第1図に示したようにアルミ製回転ブレード1415の球面には第3図(A)に示す半輪状のリング(20a)(20b)を、且つアルミ製仕切ブレード16の外周面には第3図(B)に示す切割21付きの環状リング(20c)を取付けて凹凸部22を形成しており、この取付として例えば第4図(A)の如く夫々のブレード141516の球面及び外周面に形成した溝23内に嵌合接合させている。而して後述の如くシリンダ11内を圧縮室と膨張室とに区画する仕切ブレード16及び圧縮室内を更に2区画する回転ブレード14のリング(20c)(20a)を、アルミ材よりも熱膨張率の高い例えばテフロン系樹脂、ポリフェニールサルファイト系樹脂、ポリイミド系樹脂、ポリエステル系樹脂及びこれら樹脂にて固化されたカーボ

ン、並びにゴム、含油焼結金属等の材質で形成して第4図(A)の如く夫々のブレード1416の球面と外周面とに面一状態に嵌着しておけば、これらリング(20a)(20c)は後述の圧縮運転時温度上昇する圧縮空気にて熱膨張して第4図(B)の如くシリンダ11の内壁面24とラビリンスシールするようになり、逆に膨張室内を2区画する回転ブレード15のリング(21b)をアルミ材よりも熱膨張率の低い焼結カーボン等の材質で形成して第4図(B)の如く回転ブレード15の球面より突出させシリンダ11の内壁24と面接触させておけばこのリング(20b)は後述する膨張運転時温度低下する膨張空気にて若干熱収縮するものの極微小な間隙のもとでラビリンスシールするようになる。尚、第5図の(A)乃至(D)は夫々のリング(20a)(20b)(20c)の種々断面形状を示したものである。

第6図は回転ブレード1415及び仕切ブレード16にラビリンスシールをもたせた他一実施例で、夫々のアルミ製球面及び外周面に一条もしくは数条の溝(25a)を設け、更に第7図及び第8図に示す

ように仕切ブレード(6)と対応し回転ブレード(4)(5)の球分弦(α)(α')(α'')に位置する回転面(α)にもラビリンスシールをもたせる為に数条の溝(25b)を設けたものである。

又、第9図乃至第11図は他二実施例で同じく回転ブレード(4)(5)及び仕切ブレード(6)の球面及び外周面並びに回転面(α)に夫々溝(25a)(25b)の代わりに多数の小穴(27a)(27b)を設けラビリンスシールをもたせるようにしたものである。尚、第6図乃至第11図は上記一実施例と同一符号で示した。

以上の如く構成されており、第1図を参照しながら動作原理を説明すると、一方の回転軸(2)に電動機(図示せず)を連結してこの回転軸(2)を駆動力軸、他方の回転軸(3)を支軸とし、回転軸(2)を突線矢印方向へ回転させると、延長線(2)間の(α)(α')軸を中心として回転ブレード(4)が同一方向に回転し、これに伴ない球分弦(α)(α')は(α)(α')軸と直交する平面上を回転する。この回転により仕切ブレード(6)は揺動しながら球心点(0)を中心に回動し、これに伴

ない球分弦(α')(α'')も回転する。従つてこの球分弦(α)(α')と直交する延長線(3)間の(α)(α')軸を中心として回転軸(3)と共に回転ブレード(5)が突線矢印の方向に回転する。

この回転時、回転軸(2)の角速度を ω 、回転軸(3)の角速度を ω' とすると、回転軸(2)の角変位 θ は $\theta = \omega t$ 回転軸(3)の角変位 (ϕ) は $\phi = \omega' t$ (t : 時間)となり、角変位 (ϕ) は $\phi = \tan^{-1}(\cos \alpha \cdot \tan \theta)$ で表わされる。これは球面運動機構を示す関係式であり、この関係式からわかるように $\alpha = 0, \pi/2, \pi, 3/2\pi, 2\pi$ の時以外は角速度 $(\omega)(\omega')$ は一致しないようになっている。但し、両回転軸(2)(3)の回転数は同一である。又、球分弦(α)(α')と(α')(α'')とのなす角はトルク変動を最小にする為に $\pi/2$ が望ましいが、この角度だけに限定されるものでない。

又、延長線(2)と球分弦(α)(α')との交わる前述の角度 (ϕ) は角変位 θ によつて変化するが、(α)点が(α')点に最も近づいた時、 $\phi = \pi/2 - \alpha$ なる関係にあり、(α)(α')点を結ぶ円弧線(α)(α')からの回転ブレード(4)の球分肉厚角度 (β) を $\beta = \phi$ なる関係に設定する

(回転ブレード(5)も同様)と、仕切ブレード(6)の両面及び突起部(11)(12)の面は回転ブレード(4)(5)の夫々の両面及び切削部(7)(8)の面と相対的に密着状態に接近したり、離れたりしながら前述の如く揺動運動を繰り返すようになる。

即ち、球心点(0)を中心に回動しながら揺動する仕切ブレード(6)にてシリンダ(1)を2室に区画すると共にこの2室を回転ブレード(4)(5)にて夫々更に2室に区画して合計4室に区分し、回転軸(2)の駆動によりこの4室の内容積を零から最大にまで大小変化させるようにしたものである。

第3図は上述した回転式流体機械をオープンサイクル式逆ブレートンサイクル型冷凍機として配管接続した系統図で、シリンダ(1)には突起部(11a)(11b)(12a)(12b)が回転軸(2)(3)の枢支部(14)(15)と最も接近する箇所(29a)(29b)両側にポート(30)(31)が設けられている。これらポートの形状は第13図、第14図にも示すように夫々の一端縁(34)(35)を前記箇所(29a)(29b)に位置した状態時の突起部(11)(12)の両側縁(36)(37)と合致するように設定

すると共にポート(30)(31)の他端縁(38)(39)を前記ポート(30)(31)の一端縁(34)(35)と回転軸(2)(3)を介して対称位置に配置させ、且つ他ポート(30)(31)の他側縁(40)(41)は少なくともポート(30)(31)よりも開口面積が小さくなるように定められており、これらポート(30)(31)(32)(33)は何れも突起部(11a)(11b)(12a)(12b)の両側縁(36)よりも弧径の小さい円弧状となつてゐる。

而して、ポート(30)(32)を吸込口とし、ポート(31)(33)を吐出口とし、ポート(30)を室内空間(43)中の吸込グリル(44)と、ポート(32)を吹出グリル(45)と夫々配管接続すると共に室外空間(46)中の放熱器(47)をポート(31)(33)と配管接続してオープン形式の空気循環サイクルを構成したもので、回転軸(2)(3)側から見た正面図を夫々示す第13図(圧縮行程図)第14図(膨張行程図)に基づきながら以下運転動作につき説明する。尚、同一部品は同一符号で附記した。

先づ、第13図(A)は一方の突起部(11a)と嵌合状態にある切削部(7a)の両側縁(48a)(48b)がポート(30)(31)の端縁(34)(35)と合致し、この両ポートが回転ブレード(4)にて閉塞された状態を示すもので、

ポート31からの吐出終了直後とポート30に於ける吸込開始直前時の状態である。

斯かる状態から回転軸21の駆動により回転ブレード14が実線矢印の方向に回転し、切削部(7a)の一端縁(48a)がポート30の一端縁34を通過すると、ポート30は切削部(7a)を通してシリンダ11内に達通して吸込行程が開始され、90度回転した第13図(B)の状態では薄層で塗布した部屋(49a)内に内容積増加に伴う誘引作用にて吸込グリル44からの空気がポート30より吸入され充滿された状態となる。

更に90度回転して第13図(C)に示すように切削部(7a)の他端縁(48b)がポート30の他端縁35と合致した状態になるとポート30は回転ブレード14にて閉塞されて吸込行程が終了し、同時に次の圧縮行程が開始される。斯かる状態時、薄層で塗布した部屋(49b)は回転ブレード14と仕切ブレード16とが最も離れており、内容積は最大となっている。

第13図(D)は圧縮の途中行程を示したもので、

両側縁(51a)(51b)がポート3233の端縁3940と合致し、この両ポートが回転ブレード15にて閉塞された状態にあり、丁度ポート33からの吐出終了直後とポート32に於ける吸込開始直前時を示す状態である。

斯かる状態から第13図で前述した回転軸21の駆動に伴ない他回転軸31を中心として実線矢印の如く回転ブレード15が回転し、第14図(B)に示すように切削部(8a)の一端縁(51a)がポート32の一端縁39を通過すると、ポート32は切削部(8a)を通してシリンダ11内に達通して吸込行程が開始され薄層で塗布した内容積の小さい部屋(52a)内に流入した前述の放熱器47からの低温圧縮気体が回転ブレード15を押圧してこのブレードを実線矢印と同一方向へ回転させようとする力が同時に発生してこの回転エネルギーを回転軸21の駆動力として回収する。

更に回転して第14図(A)の状態から90度回転した第14図(C)の状態になると、切削部(8a)の他端縁(51b)がポート32の他端縁42と合致し、ポ

仕切ブレード16が徐々に回転ブレード14に接近して薄層で塗布した密蔽部屋(49c)の内容積が順次減少することによりこの部屋(49c)内の密封気体が徐々に断熱圧縮されており、第13図(D)に示すように切削部(7a)の一端縁(48a)がポート31の一端縁41と合致すると圧縮行程が終了すると共に吐出が開始され第13図(E)の状態ではポート31から断熱圧縮された気体が吐出されつゝ第13図(A)の状態に戻ると吐出は完全に終了し、再び前述したようにポート30からの吸込、ポート31からの吐出と、吸込、圧縮、吐出運転を繰り返して行なう。

而して、断熱圧縮されて高温高压状態となつた気体は放熱器47に送り込まれてファン50で室外空間48へ放熱され、略等圧のもとに冷却され低温状態となつて第14図に示すポート32から吸入されるようになる。

即ち、前述した圧縮行程側の第13図(A)の状態時には膨張行程側の回転ブレード15は第14図(A)に示すように180度反転した状態にあつて他方の突起部(12a)と嵌合状態にある切削部(8a)の

ポート32は回転ブレード15にて閉塞されて吸込行程が終了すると同時に次の膨張行程が開始される。斯かる状態時、仕切ブレード16は回転ブレード15)に対し、圧縮行程に吸入された気体が圧縮され放熱器47にて放熱された後の状態の体積と等しくなるような離間距離をもっている。

而してシリンダ11、回転ブレード15、仕切ブレード16にて囲まれたこの密蔽部屋(52b)が90度更に回転した第14図(D)に示す状態、即ち切削部(8a)の一端縁(51a)がポート32の一端縁40と合致し回転ブレード15と仕切ブレード16とが最も離れた内容積最大の密蔽部屋(52c)(薄層で塗布した部分)に移向するに従い内容積増加に伴つて低温圧縮状態の密封気体が徐々に断熱膨張されるようになり、同図(D)の状態では膨張行程が終了すると同時に吐出が開始され、第14図(E)並びに徐々に内容積が減少している同図(F)の状態では低温常圧の冷風となつてポート33から吐出し第14図(A)の状態に戻ると吐出は完全に終了して再びポート32からの吸入、ポート33からの吐出と吸込、膨張、

吐出運転を繰り返す行なう。

而してポート3より吐出された低温気体を吹出グリル49へ導き室内空間43へ送出することによりこの空間を冷房することができる。

このようにシリンダ(1)内を仕切ブレード(6)にて圧縮室と膨張室との2室に区画すると共にこの2室を夫々内容積が零から最大とて零と変化する2室に回転ブレード(4)(5)にて更に区画することにより圧縮、膨張運転を同時に行なうようにした回転式流体機械に於いて、各ブレード(4)(5)(6)の外周面にリング(2)、溝(4)及び小穴(7)等の凹凸部(2)を形成してシリンダ(1)の内壁(2)とラビリンスシールを行なうようにしたので高温高圧の圧縮室から低温常圧の膨張室へ高温圧縮空気が漏洩してサイクル効率が低減してしまう虞れをなくし、特に熱膨張率の異なるリング(2)にて凹凸部(2)を形成すれば圧縮室と膨張室との間並びに圧縮室内の2室間に於いて運転停止時仕切ブレード(6)及び回転ブレード(4)とシリンダ(1)の内壁(2)との間隙から空気が漏洩して圧力バランスが早くとれ再起動運転が容易と

なる効果があり、且つ運転中はリング(2)が熱膨張して確実にラビリンスシールする顕著な効果を奏するようになる。

更にシリンダ(1)を放熱フィン(8)で自然冷却、もしくは冷却水用通路(9)に冷却水を通して強制冷却を同時又は何れか一方で行なつてシリンダ(1)が熱膨張により膨出するのを阻止すれば上述の凹凸部(2)によるラビリンスシール効果が確実に発揮され、且つシリンダ(1)の冷却によりポリトロプ指数が小さくなつて等温圧縮膨張に近づき、サイクル効率を上昇させることができる。

以上詳述したように本発明回転式流体機械は極めて新鋭で且つ有用なもので、次に挙げる特徴を有している。

(1) 回転ブレード及び仕切ブレード並びにこれらブレードを揺動回転させる回転軸等作動構成部品がシリンダの球心点を中心とした球面運動機構にあるので高速高圧運転に際しても騒音振動は皆無となり、且つ球面運動軌跡でシリンダの内壁は加工精度の高い真円の球面形状に決定できるので

回転ブレード及び仕切ブレードと僅かな間隙をもたせた無接触状態とすることができしかも面状に凹凸部を形成したのでラビリンスシールにより高精度のもとに密封区画でき、サイクル効率を上げることができる。

(2) 回転ブレード、仕切ブレード等の作動構成部品を動力伝達部材として兼用して部品点数を算小限に抑えているので、簡単な構造で且つ圧縮、膨張両室の有効体積比を大きく確保できコンパクトに仕上げることができる。

(3) 振れ角(4)を小さくし、且つ部品材質をアルミ材等の軽量部材で形成するとトルク変動を極小にでき、且つ回転ブレードが圧縮膨張運転時ポート間で停止しても圧縮、膨張の各部室内の気体圧で圧力バランスして自動的に初期状態(第13図(A)及び第14図(A))に戻るため始動トルクが小さくて済み、起動運転が容易である。

(4) 吸入及び吐出ポートの位置はシリンダと回転、仕切ブレードの相対位置で一義的に決まるので、吸入弁、吐出弁を設けなくて単にポートをシ

リンダに設けるだけで良く、併せて弁不変により吸入、吐出圧損もなく且つ弁音の発生もなく、信頼性も向上できる。

4. 図面の簡単な説明

第1図乃至第5図は本発明の一実施例を示すもので、第1図は回転式流体機械の原理構造を示す内部透視図、第2図はその構造を示す断面図、第3図(A)(B)はリングの正面図、第4図(A)(B)はリングの嵌着状態を示す装部拡大断面図、第5図(A)~(D)はリングの異なる実施例を示す断面図、第6図乃至第8図は本発明の他実施例を示すもので第6図は回転式流体機械の内部透視図、第7図は回転ブレードの斜視図、第8図は第7図のⅠ-Ⅰ断面図、第9図乃至第11図は本発明の更に他実施例を示すもので第9図は回転式流体機械の内部透視図、第10図は回転ブレードの斜視図、第11図は第10図のⅡ-Ⅱ断面図、第12図は本発明回転式流体機械をオープンサイクル式逆プレートンサイクル型冷房機として配管接続した系統図、第13(A)~(F)図は圧縮行程図、第14(A)~(F)図は膨張行程図である。

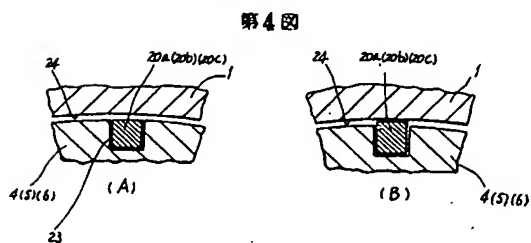
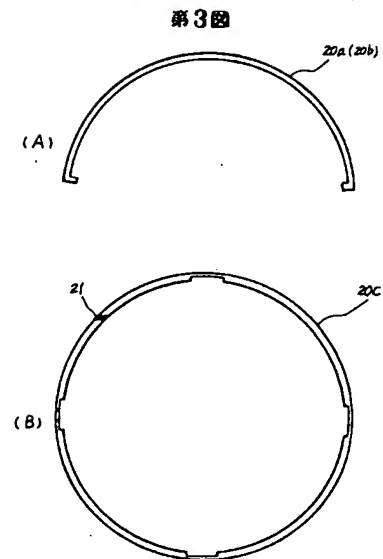
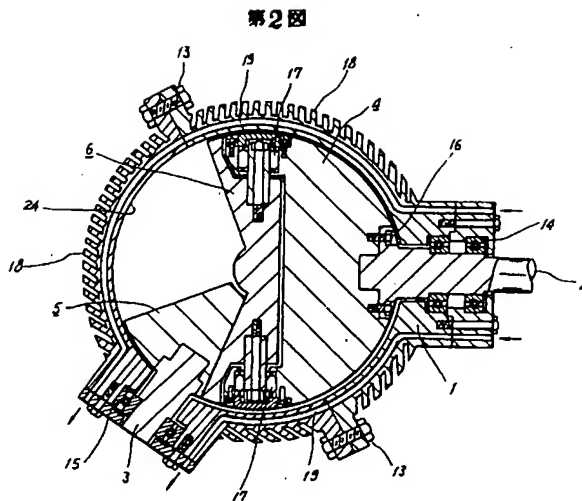
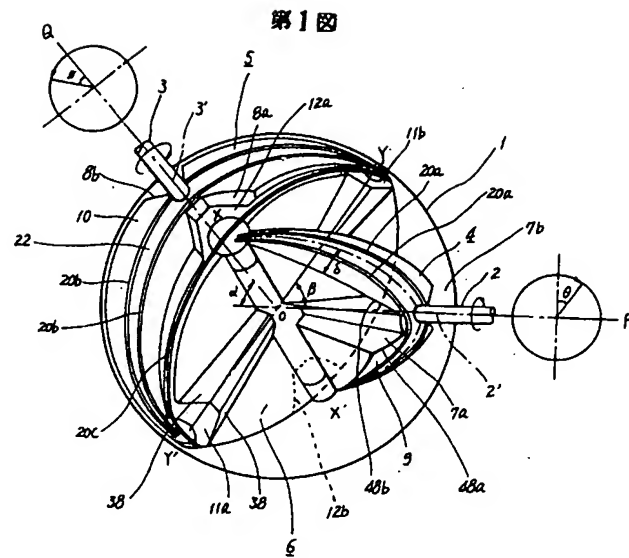
(1)…シリンダ、(2)(3)…回転軸、(4)(5)…回転ブレード、(6)…仕切ブレード、(7)(8)…切削部、(10)(12)…突起部、(13)…放熱フィン、(14)…冷却水用通路、(20)…リング、(21)…凹凸部、(22)…球心点、(α)(β)、(γ)(δ)…弦

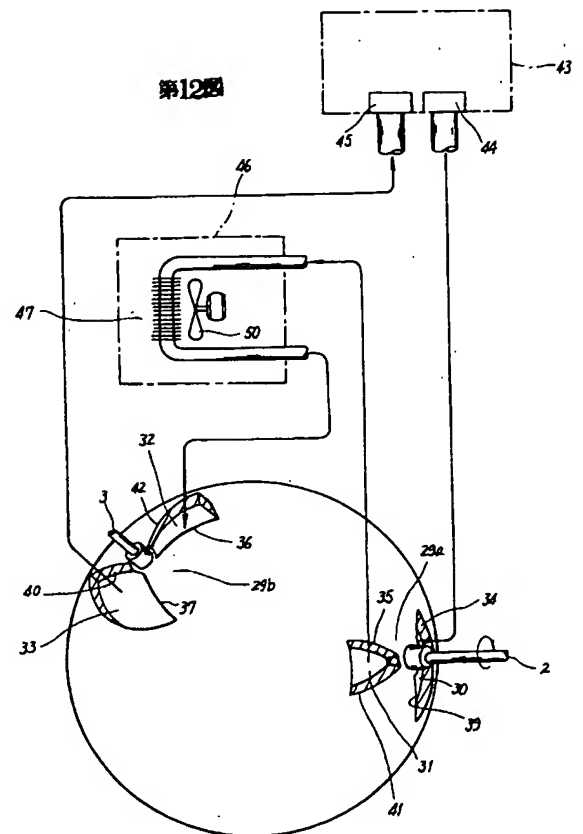
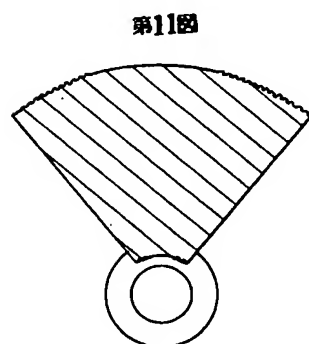
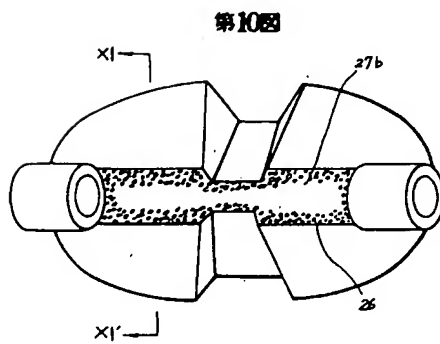
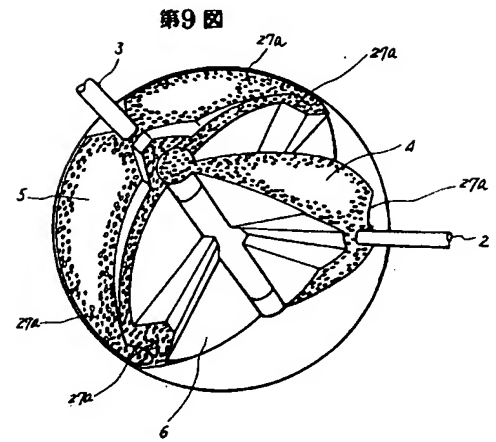
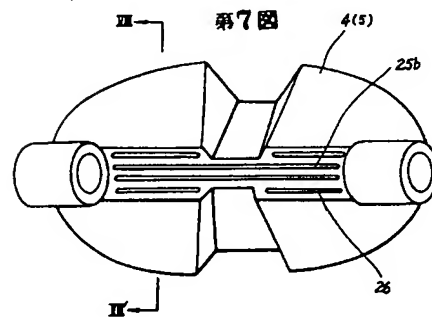
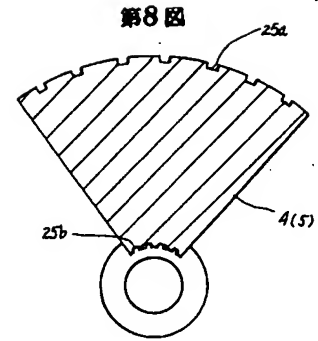
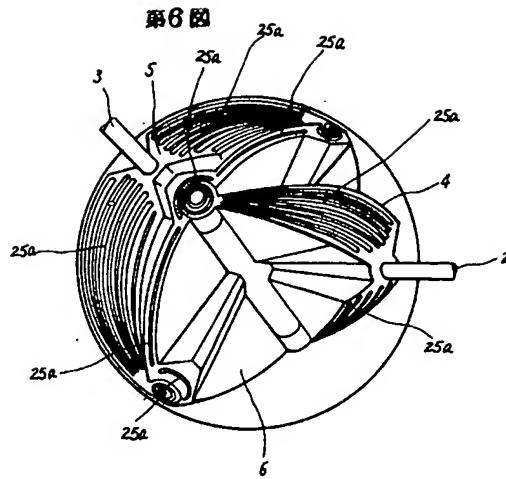
特許出願人

三洋電機株式会社

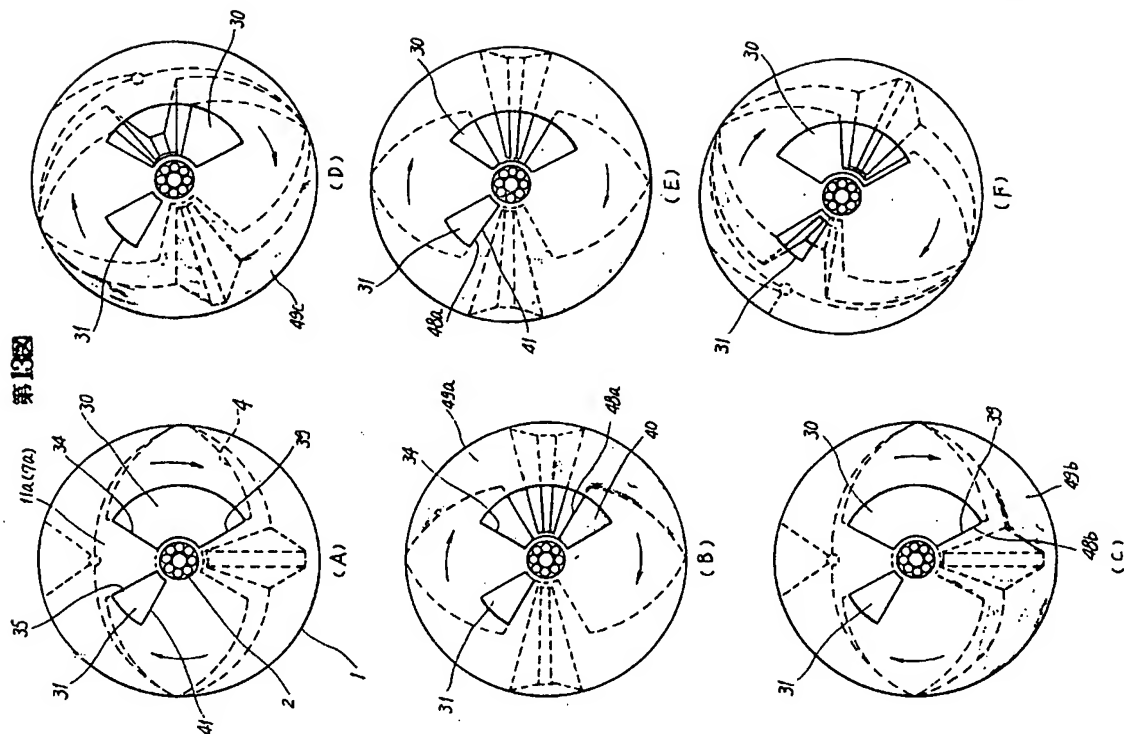
代表者 井 植 誠

外 1 名

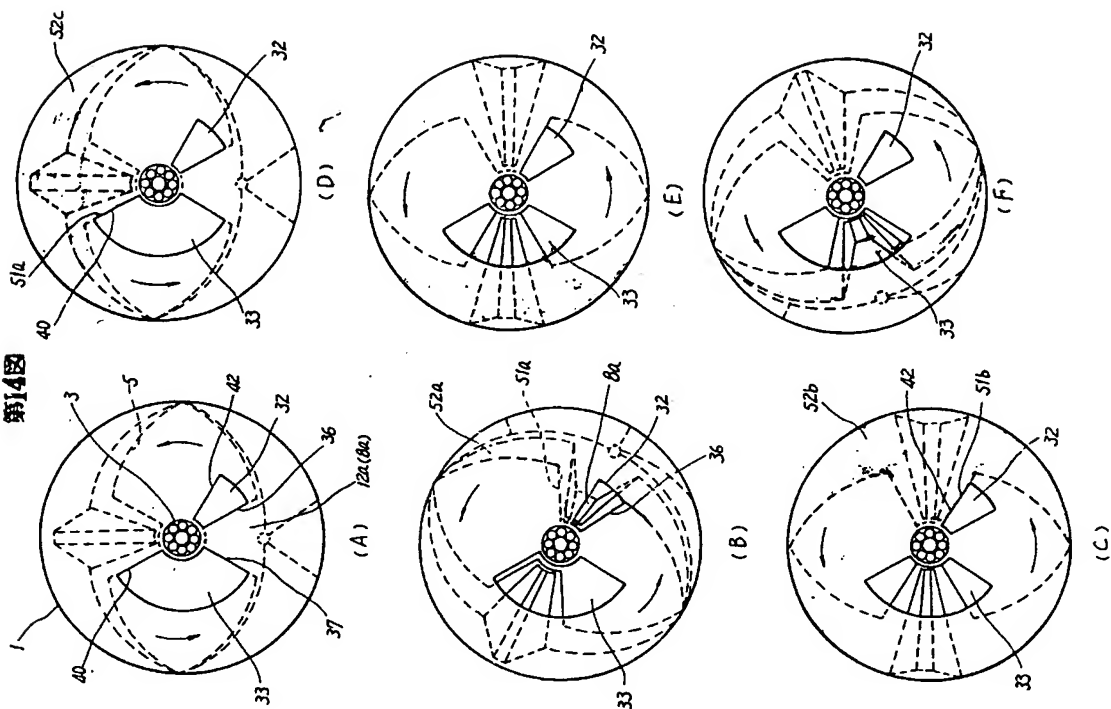




第13図



第14図



PAT-NO: JP356009691A

DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 56009691 A

TITLE: ROTARY FLUID MACHINE

PUBN-DATE: January 31, 1981

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

NISHIJO, TOKUJI

TERADA, FUSAO

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME

COUNTRY

SANYO ELECTRIC CO LTD

N/A

TOKYO SANYO ELECTRIC CO LTD

N/A

APPL-NO: JP54085636

APPL-DATE: July 5, 1979

INT-CL (IPC): F04C018/00

US-CL-CURRENT: **418/68**

ABSTRACT:

PURPOSE: To prevent air leak between devided spaces by forming concave and convex parts with an annular ring fixed on the outer periphery of a partition blade to devide a spherical hollow cylinder into a compression space and an expansion space, and by making labyrinth seal with the cylinder inner wall.

CONSTITUTION: Vibration and noises are absolutely eliminated by constituting a partition blade 6 to devide a spherical hollow cylinder 1 into two chambers, rotary blades 4, 5 which make movements attaching to and detaching from the blade 6, and components, such as rotary axles 2, 3, etc. which are pivotally

supported to be rotatable on the wall of the cylinder 1 that simultaneously rocks and rotates these both blades and let the prolonged line pass through the spherical central point 0 of the cylinder as a spherical movement mechanism having the spherical central point 0 as the center. Besides, cycle efficiency is improved by forming a concave and convex part 22 with an annular ring 20c made of a material which is high in thermal expansion rate on the outer periphery of the partition blade 6, and by making labyrinth seal with the inner wall of the cylinder 1.

COPYRIGHT: (C)1981,JPO&Japio